

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号
特開2002-36810
(P2002-36810A)

(43) 公開日 平成14年2月6日(2002.2.6)

(51) Int.Cl. ⁷	識別記号	F I	テマコード [*] (参考)
B 6 0 B 35/14		B 6 0 B 35/14	U
35/16		35/16	A
F 1 6 D 1/02		F 1 6 D 1/02	B
			M

審査請求 未請求 請求項の数1 O L (全 8 頁)

(21) 出願番号 特願2000-220385(P2000-220385)

(22) 出願日 平成12年7月21日(2000.7.21)

(71) 出願人 000004204

日本精工株式会社

東京都品川区大崎1丁目6番3号

(72) 発明者 大熊 健夫

神奈川県藤沢市鶴沼神明一丁目5番50号

日本精工株式会社内

(74) 代理人 100087457

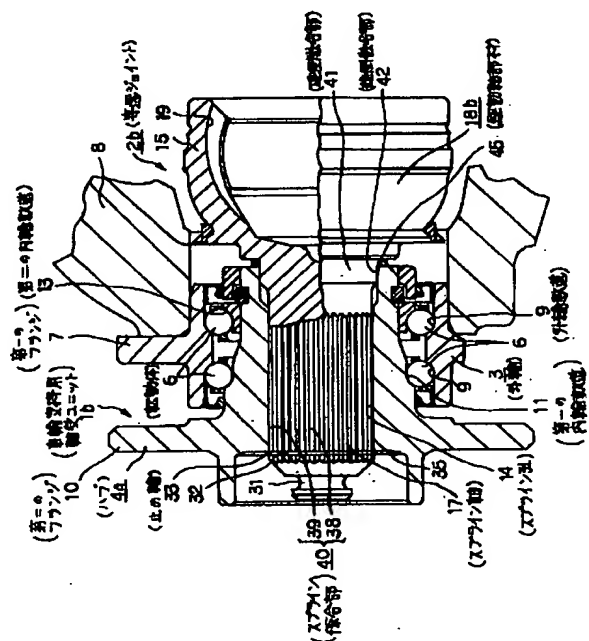
弁理士 小山 武男 (外1名)

(54) 【発明の名称】 車輪駆動用軸受ユニット

(57) 【要約】

【課題】 ハブ4aと駆動軸部材18bとの回転方向に関する相対変位を抑えて、トルク変動時に、スプライン軸17とスプライン孔14とのスプライン係合部40で歯打ち音が発生するのを防止する。

【解決手段】 上記駆動軸部材18bの中間部に雄側嵌合部41を、上記ハブ4aの内端部に雌側嵌合部42を、それぞれ設ける。このうちの雄側嵌合部41には、ローレット加工により細かい凹凸を形成し、その外周面を焼き入れ硬化させる。上記ハブ4aと駆動軸部材18bとの組み合わせに伴って、上記雄側嵌合部41と雌側嵌合部42とを圧入嵌合させる。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 外周面に懸架装置に結合固定する為の第一のフランジを、内周面に複列の外輪軌道を、それぞれ有し、使用時にも回転しない外輪と、外周面の外端寄り部分に車輪を支持する為の第二のフランジを、同じく中間部に直接又は別体の内輪を介して第一の内輪軌道を、中心部にスプライン孔を、それぞれ設けると共に、外周面の内端寄り部分にその外周面に第二の内輪軌道を形成した内輪を外嵌固定したハブと、上記各外輪軌道と上記第一、第二の各内輪軌道との間にそれぞれ複数個ずつ転動自在に設けられた転動体と、上記スプライン孔とスプライン係合するスプライン軸を外端部に設けると共に、内端部を等速ジョイントを構成する等速ジョイント用外輪とした駆動軸部材と、上記スプライン軸の外端部外周面に設けられた内側係合部と上記ハブの内周面でこの内側係合部に対向する部分に設けられた外側係合部との間に掛け渡されて、上記スプライン軸が上記スプライン孔から抜け出るのを防止する止め輪とを備えた車輪駆動用軸受ユニットに於いて、上記駆動軸部材の中間部外周面に、細かい凹凸を形成した状態で焼き入れ硬化された円筒面状の雄側嵌合部を、上記ハブの内端部に円筒面状の雌側嵌合部を、それぞれ形成すると共に、これら雄側嵌合部と雌側嵌合部とを、雄側嵌合部側に設けた上記凹凸を雌側嵌合部に食い込ませる状態で圧入嵌合させた事を特徴とする車輪駆動用軸受ユニット。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】この発明に係る車輪駆動用軸受ユニットは、等速ジョイントとハブユニットとを一体化したもので、独立懸架式サスペンションに支持された駆動輪（F F車（前置エンジン前輪駆動車）の前輪、F R車（前置エンジン後輪駆動車）及びR R車（後置エンジン後輪駆動車）の後輪、4WD車（四輪駆動車）の全輪）を懸架装置に対して回転自在に支持すると共に、上記駆動輪を回転駆動する為に利用する。

【0002】

【従来の技術】車輪を懸架装置に対して回転自在に支持する為に、外輪と内輪とを転動体を介して回転自在に組み合わせた軸受ユニットが、各種使用されている。又、独立懸架式サスペンションに駆動輪を支持すると共に、この駆動輪を回転駆動する為の車輪駆動用軸受ユニットは、等速ジョイントと組み合わせて、デファレンシャルギヤと駆動輪との相対変位や車輪に付与された舵角に拘らず、駆動輪の回転を上記車輪に対して円滑に（等速性を確保して）伝達する必要がある。図3は、この様な目的で車輪支持用軸受ユニット1と等速ジョイント2とを組み合わせた、一般的な自動車用車輪駆動装置を示している。

【0003】上記車輪支持用軸受ユニット1は、外輪3の内径側にハブ4及び内輪5を、複数個の転動体6、6

を介して回転自在に支持して成る。このうちの外輪3は、その外周面に設けた第一のフランジ7により懸架装置を構成するナックル8（後述する図4参照）に結合固定した状態で、使用時にも回転しない。又、上記外輪3の内周面には、複列の外輪軌道9、9を設けて、この外輪3の内径側に上記ハブ4及び内輪5を、この外輪3と同心に、回転自在に支持している。

【0004】このうちハブ4は、外周面の外（軸方向に関しては、自動車への組み付け状態で車両の幅方向外側。本明細書全体で同じ。各図の左側。）端寄り部分に、車輪を支持する為の第二のフランジ10を設けている。又、上記ハブ4の外周面の中間部に第一の内輪軌道11を形成し、同じく内（軸方向に関しては、自動車への組み付け状態で車両の幅方向中央側。本明細書全体で同じ。各図の右側。）端寄り部分に形成した小径段部12に、その外周面に第二の内輪軌道13を形成した上記内輪5を外嵌固定している。又、上記ハブ4の中心部には、スプライン孔14を設けている。

【0005】一方、上記等速ジョイント2は、等速ジョイント用外輪15と、等速ジョイント用内輪16と、スプライン軸17とを備える。このうちの等速ジョイント用外輪15とスプライン軸17とが、駆動軸部材18を構成する。即ち、このスプライン軸17は上記駆動軸部材18の外端部に設けられて、上記スプライン孔14と係合自在であり、上記等速ジョイント用外輪15は上記駆動軸部材18の内端部に設けられている。この等速ジョイント用外輪15の内周面の円周方向複数箇所には外側係合溝19、19を、それぞれこの円周方向に対し直角方向に形成している。又、上記等速ジョイント2を構成する、上記等速ジョイント用内輪16は、中心部に第二のスプライン孔20を、その外周面上で上記各外側係合溝19、19と整合する部分に内側係合溝21、21を、それぞれ円周方向に対し直角方向に形成している。そして、これら各内側係合溝21、21と上記各外側係合溝19、19との間にボール22、22を、保持器23により保持した状態で、これら各係合溝21、19に沿う転動自在に設けている。尚、上記等速ジョイント2の構成各部の形状等に就いては、周知のツェッパ型等速ジョイントの場合と同様であり、本発明の要旨とは関係しないので、詳しい説明は省略する。

【0006】上述の様な等速ジョイント2と前述の様な車輪支持用軸受ユニット1とは、上記スプライン軸17を上記ハブ4のスプライン孔14に、軸方向に関して内側から外側に挿通する。そして、上記スプライン軸17の外端部で上記ハブ4の外端面から突出した部分に設けた雄ねじ部24にナット25を螺合し、更に緊締する事により、互いに結合固定する。この状態で、前記内輪5の内端面は上記等速ジョイント用外輪15の外端面に当接するので、この内輪5が前記小径段部12から抜け出る方向に変位する事はない。同時に、前記各転動体6、

6に適正な予圧が付与される。

【0007】更に、自動車の懸架装置への組み付け状態では、前記等速ジョイント用内輪16の中心部に設けた第二のスプライン孔20に、駆動軸26の外端部に設けた雄スプライン部27をスプライン係合させる。そして、この雄スプライン部27の外端部外周面に全周に亘って形成した係止溝28に係止した止め輪29を、上記第二のスプライン孔20の外端開口周縁部に形成した係止段部30に係合させて、上記雄スプライン部27が上記第二のスプライン孔20から抜け出る事を防止する。尚、上記駆動軸26の内端部は、図示しないデファレンシャルギヤの出力軸部に設けた、やはり図示しないトリボート型等速ジョイントのトラニオンの中心部に結合固定する。

【0008】又、米国特許第4881842号明細書には、図4に示す様な車輪駆動用軸受ユニットが記載されている。この図4に示した従来構造の第2例の場合も、ナックル8に固定した外輪3の内側にハブ4を、複列に配置した転動体6、6により回転自在に支持している。そして、このハブ4の中心部に形成したスプライン孔14に、駆動軸部材18aのスプライン軸17をスプライン係合させている。このスプライン軸17の外端面には、このスプライン軸17を上記スプライン孔14に引き込む為の工具に係止する、係止部31を形成している。そして、上記スプライン軸17の外周面先端寄り部分に形成した、内側係合部である係止溝32と、上記ハブ4の内周面でこの係止溝32に対向する部分に設けられた、外側係合部である係止段部35とに止め輪33を掛け渡す事により、上記スプライン軸17が上記ハブ4から抜け出る事を防止している。又、この状態で、このハブ4と上記駆動軸部材18aの等速ジョイント用外輪15との間で弾性リング34を弾性的に圧縮している。又、上記ハブ4の内端寄り部分に、その外周面に第二の内輪軌道13を形成した内輪5を外嵌すると共に、上記ハブ4の内端部で上記内輪5の内端面よりも軸方向内方に突出した部分の外周面に形成した係止溝36に、止め輪37に係止している。そして、この止め輪37により上記内輪5の内端面を抑え付けて、この内輪5の軸方向へのずれ防止を図っている。

【0009】この様な上記米国特許第4881842号明細書に記載された従来構造の第2例によれば、車輪支持用軸受ユニット1aと等速ジョイント2aとの結合作業を容易に行なえる。即ち、前述の図3に示した従来構造の第1例の場合、車輪支持用軸受ユニット1と等速ジョイント2とを結合する為に、スプライン軸17の雄ねじ部24にナット25を螺合し、更に緊締する、面倒な作業が必要となる。この様に上記車輪支持用軸受ユニット1と等速ジョイント2との結合作業が面倒であると、車輪駆動用軸受ユニットの組立に要するコストが高くなる。又、上記雄ねじ部24とナット25とを設け

る分、車輪駆動用軸受ユニットが大型化し、重量も嵩む。これに対して、上述した従来構造の第2例の場合には、車輪支持用軸受ユニット1aと等速ジョイント2aとを結合するのに、ハブ4の外端部内周面とスプライン軸17の外端部外周面との間に、止め輪33を掛け渡すだけで良い為、上記車輪支持用軸受ユニット1aと等速ジョイント2aとの結合作業を容易に行なえて、組立に要するコストの低減を図れる。

【0010】但し、上述した従来構造の何れの場合にしても、スプライン軸17の外周面に形成した雄スプライン部38と、スプライン孔14の内周面に形成した雌スプライン部39とから成るスプライン係合部40の各歯の円周方向に対向する側面同士の間、中立状態（スプライン軸17とハブ4との間でトルクが伝達されない状態）で微小な隙間が生じる可能性がある。スプライン軸17とハブ4の間では、このスプライン係合部40を介してトルクを伝達するが、上述の様に雄、雌各スプライン部38、39の各歯の側面同士の間で微小な隙間が生じると、自動車の加減速時等に、上記雄、雌両スプライン部38、39同士が円周方向に、僅かとは言え相対変位する。そして、この相対変位に基づいて、これら両スプライン部38、39の各歯の側面同士が衝撃的に強く当接する事により、自動車の乗員に耳障りな歯打ち音が発生する可能性がある。図3に示した従来構造の第1例の場合には、前記ナット25の緊締により、前記ハブ4及び内輪5と、このナット25及び前記駆動軸部材18との間に大きな摩擦力が作用する為、衝撃的に強く当接する事はなく、特に大きな歯打ち音が発生する事は少ない。これに対して、図4に示した従来構造の第2例の場合には、スプライン軸17とハブ4との相対回転を阻止する様な摩擦力があまり作用しない為、何らの対策も施さない場合には、大きな歯打ち音が発生し易い。

【0011】そこで、上述した従来構造を実施する場合には、例えば、上記雄スプライン部38の各歯を、上記スプライン軸17の中心軸に対し（例えば10分程度）傾斜させる様にねじり角を与えた形状に形成する事が考えられている。又、この場合、上記雄スプライン部38とスプライン係合させる上記雌スプライン部39の各歯には、ねじり角を与えず、この雌スプライン部39の各歯を、スプライン孔14の中心軸に対し平行に形成する。尚、上記雄スプライン部38は、上記スプライン軸17の外周面に転造加工を施して、上述の様にねじり角を与えた所定の形状に形成した後に、高周波焼き入れ処理を施す事で、表面を硬化させる。これに対して、上記雌スプライン部39は、上記スプライン孔14の内周面にブローチ加工を施す事で、上述の様にねじり角を与えない所定の形状に形成した後、未焼き入れ状態のままとする。

【0012】上述の様に雄スプライン部38を、ねじり角を与えた形状に形成すれば、上記車輪支持用軸受ユニ

ット1aと等速ジョイント2aとを結合した状態で、上記雄、雌両スプライン部38、39の各歯の側面同士が、軸方向両端部で互いに押し付け合う為、自動車の走行時に上記歯打ち音が発生するのを防止できる。これに対して、上記雄、雌両スプライン部38、39の各歯を軸方向に對し平行に形成すると共に、円周方向に隣り合う各歯同士の間隔を規制する事により、これら両スプライン部38、39の各歯の側面同士を軸方向全長に互に強く押し付け合わせる構造とする事も考えられる。この様な構造の場合にも、上記歯打ち音の発生を防止できるが、この場合には、形状並びに寸法精度を非常に厳密に規制しなければならず、コストが嵩むだけでなく、上記スプライン孔14内に上記スプライン軸17を圧入するのに要する力(圧入力)が過大となる為、好ましくない。これに対して、上述の様に雄スプライン部38を、ねじり角を与えた形状に形成する事で上記歯打ち音の発生防止を図る場合には、上記各スプライン部38、39の各歯の側面同士が軸方向両端部のみで互いに押し付け合う為、上記圧入力を小さくできる。

【0013】

【発明が解決しようとする課題】図4に示した従来構造の第2例の場合、ハブ4と駆動軸部材18aとの結合作業を容易にできる反面、雄スプライン部38と雌スプライン部39とのスプライン係合部40の耐久性を十分に確保するのが難しい。この理由に就いて、以下に説明する。上述した従来構造の第2例の如く、止め輪33による結合構造を採用する場合、上記駆動軸部材18aから上記ハブ4へのトルクの伝達は、主に、上記雄スプライン部38と雌スプライン部39とのスプライン係合部40で行なう。この為、自動車の走行時に、このスプライン係合部40に大きなトルクが加わり、このスプライン係合部40でフレッチング摩耗が発生し易くなる。

【0014】即ち、上述した従来構造の第2例で歯打ち音を抑える場合には、上記雌スプライン部39を構成する雌スプライン歯を上記ハブ4の中心軸と平行に形成すると共に、上記雄スプライン部38を構成する雄スプライン歯を上記駆動軸部材18aの中心軸の方向に対して振れ角を持たせた方向に形成して、上記両スプライン部38、39同士のスプライン係合部40を締め代を持たせた嵌合状態にする。この為、このスプライン係合部40では、上記各雌スプライン歯と上記各雄スプライン歯とが、互いに軸方向の全長に互って接触する事なく、軸方向の一部でのみ強く接触する状態となる。従って、この接触部の面圧が大きくなり、この接触部で上記フレッチング摩耗がより発生し易くなる。この結果、このフレッチング摩耗に基づいて上記スプライン係合部40に円周方向の隙間が生じ易くなり、このスプライン係合部40の円周方向のたつきが大きくなるまでの時間が短くなる為、このスプライン係合部40の耐久性を十分に確保するのが難しい。本発明の車輪駆動用軸受ユニット

は、上述の様な原因による上記フレッチング摩耗を防止すべく発明したものである。

【0015】

【課題を解決するための手段】本発明の車輪駆動用軸受ユニットは、前述の図4に示した従来構造の第2例と同様に、外輪と、ハブと、転動体と、駆動軸部材と、止め輪とを備える。このうちの外輪は、外周面に懸架装置に結合固定する為の第一のフランジを、内周面に複列の外輪軌道を、それぞれ有し、使用時にも回転しない。又、上記ハブは、外周面の外端寄り部分に車輪を支持する為の第二のフランジを、同じく中間部に直接又は別体の内輪を介して第一の内輪軌道を、中心部にスプライン孔を、それぞれ設けると共に、外周面の内端寄り部分にその外周面に第二の内輪軌道を形成した内輪を外嵌固定している。又、上記転動体は、上記各外輪軌道と上記第一、第二の各内輪軌道との間にそれぞれ複数個ずつ、転動自在に設けられている。又、上記駆動軸部材は、上記スプライン孔とスプライン係合するスプライン軸を外端部に設けると共に、内端部を等速ジョイントを構成する等速ジョイント用外輪としている。更に、上記止め輪は、上記スプライン軸の外端部外周面に設けられた内側係合部と上記ハブの内周面でこの内側係合部に対向する部分に設けられた外側係合部との間に掛け渡されて、上記スプライン軸が上記スプライン孔から抜け出るのを防止する。

【0016】特に、本発明の車輪駆動用軸受ユニットに於いては、上記駆動軸部材の中間部外周面に、細かい凹凸を形成した状態で焼き入れ硬化された円筒面状の雄側嵌合部を、上記ハブの内端部に円筒面状の雌側嵌合部を、それぞれ形成している。そして、これら雄側嵌合部と雌側嵌合部とを、雄側嵌合部側に設けた上記凹凸を雌側嵌合部に食い込ませる状態で圧入嵌合させている。

【0017】

【作用】上述の様に構成する本発明の車輪駆動用軸受ユニットによれば、組立作業の容易化を図れると共に、スプライン軸の外周面に設けた雄スプライン部と、スプライン孔の内周面に設けた雌スプライン部との間のスプライン係合部での歯打ち音の発生防止を図れる。即ち、本発明によれば、ハブとスプライン軸との結合を止め輪により行なう為、組立作業の容易化を図れる。更に、上記スプライン係合部から外れた部分で雄側嵌合部と雌側嵌合部とを、雄側嵌合部側に設けた上記凹凸を雌側嵌合部に食い込ませる状態で圧入嵌合させている為、上記ハブと上記スプライン軸とが、回転方向に関して勢い良く相対変位する事がない。この為、上記雄スプライン部を構成する各雄スプライン歯の側面と、上記雌スプライン部を構成する各雌スプライン歯の側面とが勢い良く衝突する事がなくなり、上記歯打ち音の発生を防止できる。

【0018】

【発明の実施の形態】図1は、本発明の実施の形態の第

1例を示している。尚、本発明の特徴は、車輪支持用軸受ユニット1bと等速ジョイント2bとの結合作業の容易化を図ると共に、スプライン軸17とスプライン孔14との間のスプライン係合部40での歯打ち音の発生防止を図るべく、ハブ4aと駆動軸部材18bとの結合部の構造を工夫した点にある。その他の部分の構成及び作用は、前述の図4に示した従来構造の第2例の場合とほぼ同様であるから、同等部分には同一符号を付して重複する説明を省略若しくは簡略にし、以下、本発明の特徴部分、並びに上記従来構造の第2例と異なる部分を中心に説明する。

【0019】本例の場合、炭素鋼の如く、焼き入れ硬化可能な鉄系金属により造られた上記駆動軸部材18bの中間部で、スプライン軸17と等速ジョイント用外輪15との間部分に、雄側嵌合部41を形成している。この雄側嵌合部41は、上記スプライン軸17よりも少し大径であり、外周面には細かい凹凸を、ローレット加工により形成している。尚、この細かい凹凸の形状は特に限定はしないが、好ましくは、セレーションを細かくした如き、それぞれが軸方向(図1の左右方向)に長い凹溝及び突条を、円周方向に関して交互に且つ等間隔で形成したものを使用する。何れにしても、上記雄側嵌合部41の外周面は、ローレット加工により上記細かい凹凸を形成した後、焼き入れ硬化している。

【0020】一方、やはり炭素鋼の如き鉄系金属により造られた、上記ハブ4aの内端部(図1の右端部)には、円筒面状の雌側嵌合部42を形成している。この雌側嵌合部42の内径は、上記ハブ4aに形成したスプライン孔14よりも大径である。従って、上記雌側係合部42をその内周面に形成した部分の肉厚は、他の部分の肉厚よりも小さくなっている。又、上記雌側嵌合部42の自由状態での内径は、上記雄側嵌合部41の自由状態での外径(細かい凹凸の外接円の直径)よりも、僅かに小さい。

【0021】上述の様な雄側嵌合部41を有する上記駆動軸部材18bと、上述の様な雌側嵌合部42を有する上記ハブ4aとは、上記スプライン軸17を上記スプライン孔14に挿入すると共に、上記雄側嵌合部41を上記雌側嵌合部42に圧入する状態に組み合わせる。この状態で、この雄側嵌合部41の外周面に形成した細かい凹凸を構成する多数の突条の頂部が、上記雌側嵌合部42の内周面に食い込む。この食い込みに伴って、上記駆動軸部材18bと上記ハブ4aとの、回転方向に関する相対変位が抑えられる。この為、上記スプライン軸17の雄スプライン部38と、上記スプライン孔14の雌スプライン部39とを係合させて成るスプライン係合部40に、多少のものがたつきが存在しても、これら両スプライン部38、39を構成する各歯の側面同士が勢い良くぶつかる事を防止して、自動車の走行時に上記歯打ち音が発生するのを防止できる。尚、上記両スプライン部3

8、39を構成する各歯の側面同士の間には微小な隙間が存在した場合には、この隙間が喪失するまで、上記駆動軸部材18bと上記ハブ4aとが回転方向に、微小角度だけ相対変位する。この様な相対変位の際には、上記雌側嵌合部42を設けた上記ハブ4aの内端部が、微小量だけ、振り方向に弾性変形して、上記微小角度分の相対変位を補償する。この内端部は肉厚が小さく、弾性変形し易い為、この相対変位の補償は円滑に行なわれる。

【0022】この様に、上記雄側嵌合部41と上記雌側嵌合部42との圧入嵌合により上記歯打ち音の発生を防止している事に伴って、上記雄スプライン部38と上記雌スプライン部39とを、何れも、振り角を持たない、真っ直ぐなスプラインとしている。従って、上記雄スプライン部38と上記雌スプライン部39とを構成する各スプライン歯は、それぞれ軸方向のほぼ全長に亘って、均等に当接する。この為、当接面積が広くなり、当接圧が低くなって、当接部が摩耗しにくくなる。この様に当接部が摩耗しにくくなる事に伴って、上記雄スプライン部38と上記雌スプライン部39とを、何れも、焼き入れ等の、硬化の為の熱処理を施さない、生の状態のままとしている。尚、上記ハブ4aの内端面と前記等速ジョイント用外輪15の外端面との間にはリング45を挟持して、上記両スプライン部38、39同士のスプライン係合部に泥水等の異物が入り込まない様にしている。

【0023】次に、図2は、本発明の実施の形態の第2例を示している。本例の場合には、外輪3aの外周面を単なる円筒形とし、懸架装置への取付時にこの外輪3aを、ナックル8(図1、4参照)に設けた取付孔に内嵌固定する様にしている。又、ハブ4bの外周面に複列の第一、第二の内輪軌道11a、13aを設けるべく、このハブ4bの本体部分に、それぞれの外周面にこれら第一、第二の内輪軌道11a、13aを設けた、1対の内輪5a、5bを外嵌し、かしめ部43により固定している。

【0024】又、このかしめ部43の端面を、駆動軸部材18cを構成する、等速ジョイント用外輪15の外端面に、当接若しくは近接させている。そして、この等速ジョイント用外輪15の外端面に形成した保持溝44に保持したリング45を上記かしめ部43の端面に弾性的に当接させて、このかしめ部43と上記等速ジョイント用外輪15との間をシールしている。又、本例の場合には、上記ハブ4bの内周面に設ける外側係合部を、スプライン孔14の外端縁部に形成した段部46としている。車輪駆動用車軸ユニットの組み立て時にこの段部46には、スプライン軸17の外周面に形成した係止溝32に係止した止め輪33が係合し、このスプライン軸17が上記スプライン孔14から抜け出る事を防止する。

【0025】上述の様な構造により、上記ハブ4bと上記駆動軸部材18cとを結合した本例の場合にも、炭素鋼の如く、焼き入れ硬化可能な鉄系金属により造られた

上記駆動軸部材18cの中間部で、上記スプライン軸17と等速ジョイント用外輪15との間部分に、雄側嵌合部41aを形成している。そして、この雄側嵌合部41aの外周面に、ローレット加工に基づいて、雄セレーシヨンのピッチを細かくした如き細かな凹凸を形成すると共に、この凹凸を形成した外周面部分を、焼き入れ硬化させている。

【0026】一方、上記ハブ4bの内端部で上記かしめ部43の基端部に対応する部分の内周面には、雌側嵌合部42aを形成している。この雌側嵌合部42aの内周面は円筒面であり、上記ハブ4bの中心部に形成したスプライン孔14の内径よりも大きな内径を有する。又、上記雌側嵌合部42aの自由状態での内径は、上記雄側嵌合部41aの自由状態での外径よりも僅かに小さい。又、上記雌側嵌合部42aの内周面は、特に焼き入れ等により硬化する事なく、生の軟らかいままとしている。

【0027】上述の様な雄側嵌合部41aを有する上記駆動軸部材18cと、上述の様な雌側嵌合部42aを有する上記ハブ4bとは、上記スプライン軸17を上記スプライン孔14に挿入すると共に、上記雄側嵌合部41aを上記雌側嵌合部42aに圧入する状態に組み合わせる。この状態で、この雄側嵌合部41aの外周面に形成した細かい凹凸を構成する多数の突条の頂部が、上記雌側嵌合部42aの内周面に食い込む。この食い込みに伴って、上記駆動軸部材18cと上記ハブ4bとの、回転方向に関する相対変位が抑えられる。この為、上記スプライン軸17の雄スプライン部38と、上記スプライン孔14の雌スプライン部39とを係合させて成るスプライン係合部40に、多少のがたつきが存在しても、これら両スプライン部38、39を構成する各歯の側面同士が勢い良くぶつかる事を防止して、自動車の走行時に上記歯打ち音が発生するのを防止できる。

【0028】尚、本例の場合には、上記雄スプライン部38と上記雌スプライン部39とのうちの雌スプライン部39を、振り角を持たない、真っ直ぐなスプラインとしている。一方、上記雄スプライン部38は、従来構造に比べて小さな(例えば8分程度の)振り角で、僅かに傾斜したスプライン歯を有し、その外周面は、焼き入れにより硬化させている。従って、上記雄スプライン部38と上記雌スプライン部39とを構成する各スプライン歯は、ほぼがたつきなく嵌合するが、製造誤差等によっては、僅かながたつきを生じる場合もある。この様な場合でも、上記雄側嵌合部41aと上記雌側嵌合部42aとの嵌合に基づき、歯打ち音の発生を防止する。又、上記雄スプライン部38を構成するスプライン歯の傾斜角度は緩い為、この雄スプライン部38を構成するスプライン歯と上記雌スプライン部39を構成するスプライン歯との当接面積は、前述した従来構造の場合に比べて広くなり、当接圧が低くなって、当接部が摩耗しにくくなる。

【0029】又、本例の場合には、上記ハブ4bの本体部分の中間部にキャップ47を、上記スプライン軸17の端面に近接対向させた状態で嵌合固定して、この中間部を塞いでいる。そして、このキャップ47と上記リング45との間部分で上記スプライン軸17及びスプライン孔14が存在する空間の容積を小さくして、この空間に封入するグリースの量を少なくできる様にしている。尚、このグリースは、上記雄スプライン部38と上記雌スプライン部39とが擦れ合った場合も、摩耗を抑える為に封入する。

【0030】

【発明の効果】本発明は、以上に述べた通り構成され作用するので、組立作業を容易にしてコストの低減を図れると共に、乗員に耳障りな歯打ち音の発生を防止できる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の実施の形態の第1例を示す断面図。

【図2】同第2例を示す断面図。

【図3】従来構造の第1例を示す断面図。

【図4】同第2例を示す断面図。

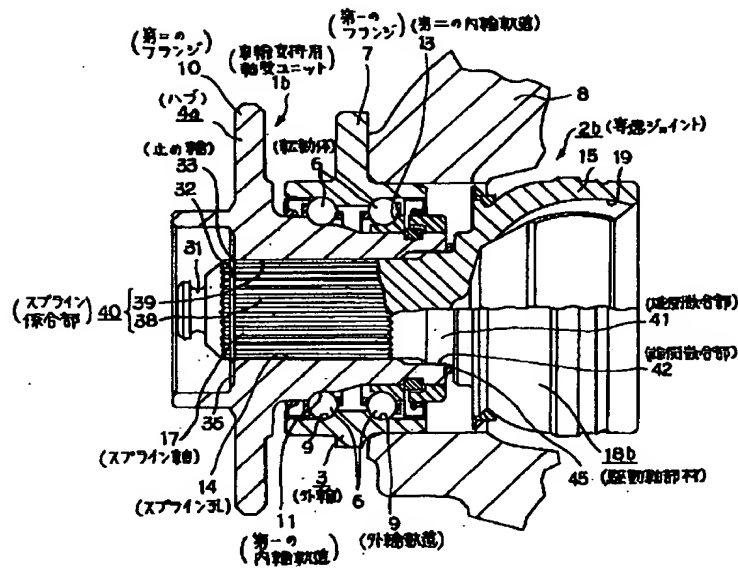
【符号の説明】

- 1、1a、1b 車輪支持用軸受ユニット
- 2、2a、2b 等速ジョイント
- 3、3a 外輪
- 4、4a、4b ハブ
- 5、5a、5b 内輪
- 6 駆動体
- 7 第一のフランジ
- 8 ナックル
- 9 外輪軌道
- 10 第二のフランジ
- 11、11a 第一の内輪軌道
- 12 小径段部
- 13、13a 第二の内輪軌道
- 14 スプライン孔
- 15 等速ジョイント用外輪
- 16 等速ジョイント用内輪
- 17 スプライン軸
- 18、18a、18b、18c 駆動軸部材
- 19 外側係合溝
- 20 第二のスプライン孔
- 21 内側係合溝
- 22 ボール
- 23 保持器
- 24 雄ねじ部
- 25 ナット
- 26 駆動軸
- 27 雄スプライン部
- 28 係止溝
- 29 止め輪

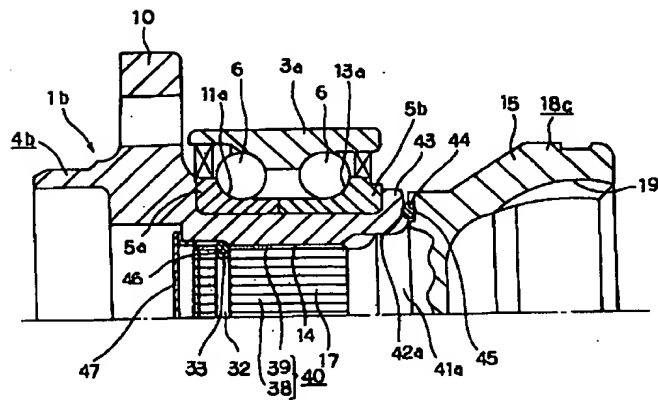
- 30 係止段部
- 31 係止部
- 32 係止溝
- 33 止め輪
- 34 弾性リング
- 35 係止段部
- 36 係止溝
- 37 止め輪
- 38 雄スプライン部

- 39 雌スプライン部
- 40 スプライン係合部
- 41、41a 雄側嵌合部
- 42、42a 雌側嵌合部
- 43 かしめ部
- 44 保持溝
- 45 Oリング
- 46 段部
- 47 キャップ

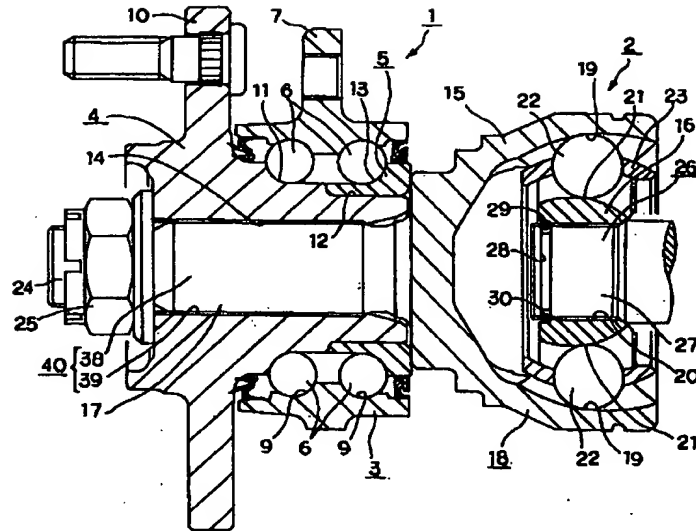
【図1】



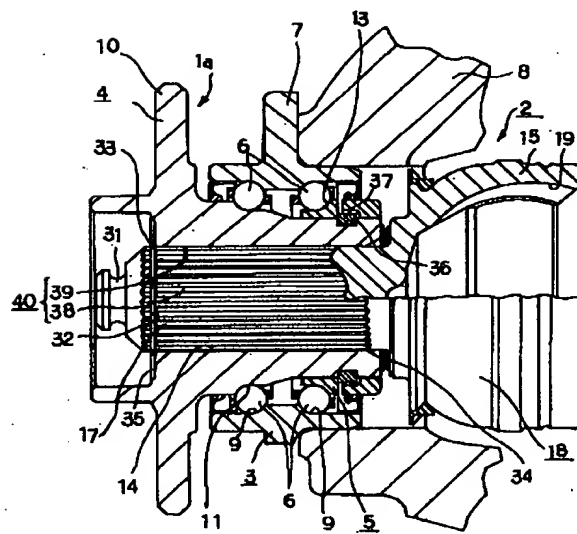
【図2】



【図3】



【図4】



[0002]

[Prior Art]

A various kinds of bearing units comprising an outer race and inner race rotatably combined through rolling elements are used in order to rotatably support a road wheel in a suspension. Moreover, a bearing unit for driving a road wheel is provided to support a driving wheel in a suspension of the independent suspension type, and to drive the driving wheel to rotate. It is required for the bearing unit for driving the road wheel to be combined with a constant velocity joint to transmit the rotation of the driving shaft to the road wheel smoothly (with constant velocity secured) regardless of relative displacement between the differential gear and the driving wheel and the steering angle applied on the road wheel. Fig. 3 shows a road wheel drive apparatus for automobile comprising a bearing unit 1 for supporting a road wheel and a constant velocity joint 2 combined with each other for this purpose.

[0003]

The bearing unit 1 for supporting a road wheel comprises an outer race 3, a hub 4, an inner race 5 and a plurality of rolling elements 6, 6, such that the hub 4 and inner race 5 are rotatably supported through the rolling elements 6, 6 radially inside the outer race 3. The outer race 3 has a first flange 7 formed on its outer peripheral surface, and the first flange 7 is connected and fixed to the knuckle 8 of the suspension (see Fig. 4), so that the outer race 3 does not rotate even during use. Moreover, the outer race 3 is provided with a double row of outer raceways 9, 9 on its inner peripheral surface, so that the hub 4 and inner race 5 are provided coaxial with and rotated on the radially inside the outer race 3.

[0004]

The hub 4 has a second flange 10 on its outer peripheral surface at a portion closer to the end on the outer side so as to support the road wheel. (The term "outer side" with respect to the axial direction means the outer side in the widthwise direction of the vehicle when assembled in the vehicle, which is the same through the specification, and the left side in the figures.) Moreover, the hub 4 has a first inner raceway 11 on its outer peripheral surface at an intermediate portion, and a smaller diameter step portion 12 on its outer peripheral surface at a portion closer to the end on the inner

side. (The term "inner side" with respect to the axial direction means the central side in the widthwise direction of the vehicle when assembled in the vehicle, which is the same through the specification, and the right side in the figures.) And, the inner race 5 with a second inner raceway 13 formed on its outer peripheral surface is fitted onto and fixed to the smaller diameter step portion 12. The hub 4 is formed with a spline hole 14 through its central portion.

[0005]

On the other hand, the constant velocity joint 2 comprises an outer ring 15, inner ring 16 and a spline shaft 17. The outer ring 15 and the spline shaft 17 form a driving shaft member 18. Specifically, the spline shaft 17 is provided on the outer end of the driving shaft 18 to be engaged with the spline hole 14. The outer ring 15 of the constant velocity joint is provided on the inner end of the driving shaft member 18. Outer engagement holes 19, 19 are formed on the inner peripheral surface of the outer ring 15 of the constant velocity joint at locations in the circumferential direction, such that the outer engagement holes 19, 19 are orthogonal to the circumferential direction. The inner ring 16 of the constant velocity joint 2 has a second spline hole 20 through its central portion, and inner engagement grooves 21, 21 on its outer peripheral surface in alignment with the outer engagement holes 19, 19, such that they are orthogonal to the circumferential direction. In addition, balls 22, 22 are provided between the inner engagement grooves 21, 21 and the outer engagement grooves 19, 19 and held by a retainer 23 to be rollable along the engagement grooves 21, 19. The components of the constant velocity joint 2 is similar in shape etc. to those of the Rzeppa type constant velocity joint, and not related with the gist of the present invention, so detailed descriptions on them are omitted.

[0006]

With the constant velocity joint 2 and bearing unit 1 for vehicle wheel support as mentioned above, the spline shaft 17 is inserted into the spline hole 14 of the hub 4 from the inside to the outside with reference to the axial direction. A male thread 24 is provided in the outer end of the spline shaft 17 at a portion projecting from the outer end face of the hub 4, and a nut 25 is threaded and tightened onto the male thread 24 to connect them together. In this state, the inner end face of the inner race 5 is abutted to the outer end face of the outer ring 15 of the constant

velocity joint, so that the inner race 5 never moves in the direction to come out of the smaller diameter step portion 12. At the same time, a proper preload is applied to the rolling elements 6, 6.

[0007]

Moreover, when assembled in the suspension of the automobile, the second spline hole 20 in the central portion of the inner ring 16 of the constant velocity joint is engaged through spline with the male spline 27 provided on the outer end of the drive shaft 26. Moreover, a fitting groove 28 is formed generally along the outer peripheral surface in the outer end of the male spline 27, while a fitting step 30 is provided on the outer end of the second spline hole 20 along the peripheral edge of the opening, and a retaining ring 29 is anchored in the fitting groove 28 and engaged with the fitting step 30 so as to prevent the spline portion 27 from coming out of the second spline hole 20. The inner end of the drive shaft 26 is connected and fixed to the central portion of the trunnion of the constant velocity joint of the tripod type (not shown) which is provided on the output shaft of the differential gear (not shown).

[0008]

A bearing unit for vehicle drive as shown in Fig. 4 is described in U.S. Patent No. 4881842. In the case of the second example in the prior art structure in Fig. 4, an outer race 3 is fixed to a knuckle 8, and a hub 4 is rotatably supported by a double row of rolling elements 6, 6 within the outer race 3. A spline hole 14 is formed through the central portion of the hub 4, and a spline shaft 17 of a drive shaft member 18a is connected to the spline hole 14. An anchor portion 31 is formed in the outer end face of the spline shaft 17 to anchor a tool to pull the spline shaft 17 into the spline hole 14. Moreover, a fitting groove or inside engagement portion 32 is formed on the outer peripheral surface of the spline shaft 17 at a portion closer to its tip end, while a fitting step portion or outside engagement portion 35 is formed on the inner peripheral surface of the hub 4 at a portion facing the fitting groove 32, and a retaining ring 33 is provided around the fitting groove 32 and fitting step portion 35 so as to prevent the spline shaft 17 from coming out of the hub 4. In this state, a resilient ring 34 is resiliently compressed between the hub 4 and the outer ring 15 of the constant velocity joint of the drive shaft member 18a. In addition, the inner race 5 with the inner raceway 13 formed on its outer peripheral surface is fitted on the hub 4 at a portion closer to its inner end, while a fitting groove 36

is formed at the inner end of the hub 4 on the outer peripheral surface of a portion projecting axially inward from the inner end of the inner race 5, and a retaining ring 37 is anchored in the fitting groove 37. The inner end face of the inner race 5 is retained by the retaining ring 37 to prevent the inner race 5 from moving in the axial direction 5.

[0009]

With the second example of the prior art structure described in the specification of U.S. Patent No.4881842, it is easy to assemble the bearing unit 1a for vehicle wheel support with the constant velocity joint 2a. Specifically, in the case of the first example of the prior art structure as shown in Fig. 3, troublesome work is required such that a nut 25 is threaded on the male thread portion 24 of the spline shaft 17 and tightened there to connect the bearing unit 1 for vehicle wheel support with the constant velocity joint 2. Such troublesome work for connecting the bearing unit 1 for vehicle wheel support with the constant velocity joint 2 causes any increase in the cost required in assembling the bearing unit for vehicle wheel drive. In addition, the bearing unit for vehicle wheel drive becomes large in size due to the provision of the male thread 24 and nut 25, and its weight increases. On the other hand, in the case of the second example of the prior art structure, the bearing unit 1a for vehicle wheel support is connected with the constant velocity joint 2a simply by providing the retaining ring 33 around and between the inner peripheral surface of the outer end of the hub 4 and the outer peripheral surface of the outer end of the spline shaft 17, the connecting work of the bearing unit 1a for vehicle wheel support with the constant velocity joint 2a is easy, and the cost required for assembling is made lower.

[0010]

However, in the both cases of the prior art structures, there may be slight clearance in the spline engagement section of the male spline portion 38 formed on the outer peripheral surface of the spline shaft 17 and the female spline portion 39 formed on the inner peripheral surface of the spline hole 39, between the side faces of their teeth facing each other in the circumferential direction in the neutral state (when no torque is transmitted between the spline shaft 17 and the hub 4). Although generally torque is transmitted between the spline shaft 17 and the hub 4 through the spline engagement section 40, when there is slight clearance caused between the side

faces of the teeth of the male and female spline portions 38, 39, there is relative displacement, although slight, in the circumferential direction between the male and female spline portions 38, 39 during acceleration and deceleration of the automobile. And, based on this relative displacement, the side faces of the teeth of the male and female spline portions 38, 39 come into contact with each other in a shockingly strong manner, which would generate teeth-rattling noise causing discomfort to the riders in the automobile. In the case of the first example of the prior art structure in Fig. 3, there is no contact in the shockingly strong manner between the spline teeth, and so such large teeth-rattling noise is hardly generated because there is large friction forces exerted between the hub 4 and inner race 5 and the nut 25 and drive shaft member 18 due to tightening of the nut 25. On the other hand, in the case of the second example of the prior art structure shown in Fig. 4, friction forces do not exert enough to suppress the relative movement between the spline shaft 17 and the hub 4, and so large teeth-rattling noise may be generated when no countermeasure is taken.

[0011]

Accordingly, when working the prior art structures as mentioned above, for example, it is considered that the teeth of the male spline 38 are formed in a shape such that a torsion angle is given, so that the teeth of the male spline 38 are inclined with reference to the central axis of the spline shaft 17 (for example about 10 degrees). In this case, no torsion angle is given to the teeth of the female spline 39 to be engaged with the male spline 38, but the teeth of the female spline 39 are formed parallel to the central axis of the spline hole 14. Incidentally, the male spline 38 is formed in a predetermined shape with a torsion angle as mentioned above by way of having the outer peripheral surface of the spline shaft 17 subjected to a rolling process, and then subjected to induction hardening for surface hardening. On the other hand, the female spline 39 is formed by way of having the inner peripheral surface of the spline hole 14 subjected to a broach process in a predetermined shape with no torsion angle given as mentioned above, and it is left unquenched.

[0012]

By forming the male spline 38 with a torsion angle given as mentioned above, the side faces of the teeth of the male and female splines 38, 39 are pushed to each other at the axial opposite ends in

the state where the bearing unit for vehicle wheel support 1a is connected to the constant velocity joint 2a, and so teeth-rattling noise is prevented from occurring during automobile running. On the other hand, it is also considered that the teeth of the male and female splines 38, 39 are formed parallel in the axial direction while the distance between the circumferentially adjacent teeth is regulated, so as to make the side faces of the teeth of the both splines 38, 39 strongly push each other generally along the axial length. In such a structure, the teeth-rattling noise can be suppressed, but the shape and dimensions must be strictly precisely regulated in precision, and so not only the cost is increased but also the force (press-in force) required to press the spline shaft 17 into the spline hole 14 is excessive, which is not desirable. On the other hand, in the case where the male spline 38 is formed with a torsion angle given to prevent the teeth-rattling noise, the side faces of the teeth of the splines 38, 39 are pushed to each other only at the axially opposite ends, resulting in smaller press-in forces.